

时滞对半主动悬架不同控制策略的影响

于曰伟, 宋云鹏, 李波, 赵雷雷, 焦国开

(山东理工大学交通与车辆工程学院, 255000, 山东淄博)

摘要: 为了揭示时滞对阻尼连续可调(CDC)半主动悬架控制策略的影响, 便于控制策略选取, 采用理论分析、仿真模拟和试验研究相结合的方法, 探讨了时滞影响下 CDC 半主动悬架不同控制策略之间的差异。首先, 利用数据驱动建模方法, 构建了 CDC 减振器力学本构模型, 并利用台架试验验证了模型的正确性; 然后, 以车辆二自由度半主动悬架模型为基础, 开发了天棚阻尼控制、线性二次型最优控制、滑模变结构控制、模糊控制 4 种代表性控制策略; 最后, 利用 Matlab/Simulink 和 CarSim 联合仿真方法, 建立了含时滞影响的 CDC 半主动悬架闭环控制系统整车仿真模型, 分析了时滞影响下 CDC 半主动悬架不同控制策略的动态响应特征。结果表明, 在较小时滞影响下, 4 种控制策略仍能对系统进行有效控制, 但随着时滞的增大, 天棚阻尼控制、滑模变结构控制显著恶化, 最优控制、模糊控制受其影响较小, 整体而言, 在时滞因素影响下模糊控制策略的综合性能最优。

关键词: 半主动悬架; 阻尼连续可调减振器; 力学本构模型; 控制策略; 时滞影响

中图分类号: U461.1 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202506020 **文章编号:** 0253-987X(2025)06-0198-11

The Influence of Time Delay on Different Control Strategies of Semi-Active Suspension

YU Yuewei, SONG Yunpeng, LI Bo, ZHAO Leilei, JIAO Guokai

(School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo, Shandong 255000, China)

Abstract: In order to reveal the influence of time delay on the continuous damping control (CDC) suspension system's control strategy and facilitate the selection of control strategies, the differences between different control strategies for CDC semi-active suspensions under time delay effect were explored by combining theoretical analysis, simulation and experimental research. Firstly, a mechanical constitutive model for CDC dampers was established based on data-driven modeling method, and the model was verified through bench test. Then, based on the two degrees of freedom vehicle semi-active suspension model, four representative control strategies were developed, including the sky-hook damping control, linear quadratic optimal control, sliding mode variable structure control, and fuzzy control. Finally, a vehicle simulation model of CDC semi-active suspension closed-loop control system with time delay effect was established by using Matlab/Simulink and CarSim joint simulation, and the dynamic characteristics of different control strategies of CDC semi-active suspension under time delay effect were analyzed. The results showed that when the time delay was small, the four control strategies could still effectively

收稿日期: 2025-01-15。 作者简介: 于曰伟(1989—), 男, 副教授, 博士生导师; 李波(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52305266, 52375105); 山东省优秀青年人才基金资助项目(ZR2022YQ51)。

网络出版时间: 2025-02-26

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250225.1833.013>

control the system. With the increase of time delay, the sky-hook damping control and sliding mode variable structure control obviously deteriorated, while the linear quadratic optimal control and fuzzy control changed little. Overall, the comprehensive performance of the fuzzy control strategy is optimal under the effect of time delay factors.

Keywords: semi-active suspension; continuous damping control damper; mechanical constitutive model; control strategy; time delay effect

阻尼连续可调(CDC)半主动悬架能够根据行驶工况实时、连续调节悬架阻尼,既能够有效解决被动悬架中存在的乘坐舒适性与行驶安全性之间的固有矛盾,又能以较高的性价比媲美主动悬架,在汽车智能底盘与集成控制领域得到了广泛关注,成为车辆半主动悬架研究领域的热点^[1-3]。

近年来,为了有效提升CDC半主动悬架的实际控制效果,诸多学者在其控制策略方面开展了大量研究,但大都没有考虑时滞因素的影响^[4-7]。实际上,在CDC半主动悬架控制中存在明显的信号传输、计算、执行器反应等时滞因素^[8],使得系统提供的阻尼力无法达到预期控制效果,致使系统性能恶化、失稳现象时有发生,成为制约CDC半主动悬架推广应用的关键。为了解决这一问题,部分学者围绕时滞影响下的半主动悬架控制开展了一定研究^[9-15],但研究中未充分考虑实际CDC减振器的非线性阻尼特性及其电流驱动过程,难以有效反映系统的实际控制效果。此外,这些研究大都旨在通过提出新的控制方法以实现更好的控制效果,难以优选出哪种控制策略最有效。研究表明,半主动悬架系统的性能在很大程度上取决于所选用的控制策略^[16-17],在实际工程应用前,有必要对一些具有代表性的CDC半主动悬架系统控制策略进行深入比较。

因此,为了揭示时滞对车辆CDC半主动悬架控制策略的影响,便于控制策略选取,本文以4种代表性的半主动悬架控制策略为研究对象进行研究,包括天棚阻尼控制(SH控制)、线性二次型最优控制(LQR控制)、滑模变结构控制(SMC控制)、模糊控制(Fuzzy控制)。选择这4种控制策略的原因在于,SH控制被认为是简单有效的半主动悬架控制方法,在实际工程中具有潜在的应用价值^[18];其次,车辆振动通常是典型的随机振动,LQR控制可能是开发CDC半主动悬架适当的控制策略^[19];此外,CDC半主动悬架是一个复杂的非线性系统,难以建立精确的被控对象数学模型,因此将SMC控制和Fuzzy控制作为其中两个研究对象^[17]。为了实现

上述研究目标,本文首先利用数据驱动建模方法对CDC减振器的力学本构模型进行了研究,并以车辆二自由度半主动悬架模型为基础,开发了SH控制、LQR控制、SMC控制、Fuzzy控制4种代表性控制策略,在此基础上利用Matlab/Simulink、CarSim联合仿真,建立了含时滞影响的CDC半主动悬架闭环控制系统整车仿真模型,对时滞影响下CDC半主动悬架4种典型控制策略的动态特性进行了分析。

1 CDC减振器力学本构模型的构建

在实际工程应用中,通常通过控制电流来实现CDC半主动悬架阻尼力的实时调控^[20]:首先,通过传感器实时检测系统状态并结合控制策略计算出期望阻尼力;随后,利用求得的期望阻尼力求得到所需的实际控制电流;最后,驱动器基于求解得到的控制电流对CDC减振器的电磁阀开度进行调节进而实现其阻尼力的实时调节。因此,为了有效表征CDC半主动悬架系统的实际控制过程,首先需建立精确的CDC减振器力学本构模型。

由于CDC减振器阻尼力 F 与其控制电流之间的关系是高度非线性的,难以用解析方法求解得到,本文采用数据驱动建模方法对其进行研究。为了获得用于数据驱动建模的试验数据,以某型CDC减振器为研究对象,基于电液伺服综合试验台对其进行了阻尼特性试验,试验结果如图1所示。其中,在试验时液压源的激励输出为正弦信号,振动幅值设置为0.050 m;激励速度 V 依次设定为0.052、0.130、0.260、0.390、0.540、0.770、1.040 m/s;直流稳压电源输出电流 I 依次设定为0~1.8 A,间隔0.2 A,每组试验预加载3次,每组试验循环次数为10。

考虑到CDC减振器阻尼力与其工作速度、控制电流之间具有复杂的非线性关系,采用反查表法难以获取得到不同工况下较高精度的CDC减振器阻尼力、控制电流之间的映射关系,而反向传播神经网络(BPNN神经网络)具有很强的非线性映射能力,可以逼近复杂的非线性函数关系,本文选用BPNN神经网络对CDC减振器阻尼力与其控制电流之间

的关系进行求解。具体过程为:首先,利用 Matlab/ Curve Fitting Toolbox 工具箱中的三次样条曲面插值对试验得到的输入电流、激励速度和阻尼力数据进行扩充和特征拓展,以增加训练集的样本量,提高训练模型的精度和泛化能力;其次,将扩充后得到的输入电流、激励速度和阻尼力数据作为训练数据,以减振器阻尼力、激励速度作为输入特征,以输出电流作为输出特征,采用 BPNN 神经网络进行模型训练,最终获取得到不同阻尼力、不同激励速度下所对应的 CDC 减振器输入电流。

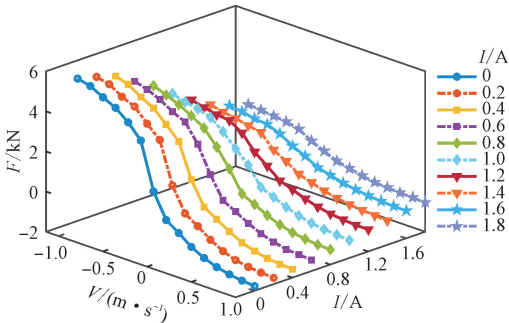


图 1 CDC 减振器阻尼特性试验结果
Fig. 1 Test results of CDC damper's damping characteristics

依据上述求解过程,以电流 $I=0.005\text{ A}$ 、激励速度 $V=0.1\text{ m/s}$ 为采样间隔,对原始数据进行扩充处理,将原有试验测得的 10×15 组数据拓展为 37×41 组数据,将扩充得到的拓展数据作为模型输入,并采用 BPNN 神经网络进行模型训练,进而获取得到最终的电流模型训练结果,如图 2 所示。

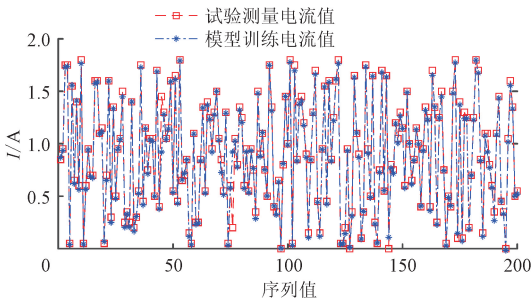


图 2 电流模型训练结果
Fig. 2 Training result

为了提高训练效率,训练时选择隐藏层数为 1,根据经验公式设置隐含层节点数为 10,学习率为 0.001;为了保证模型训练、测试、验证过程的独立性,从扩充后得到的拓展数据中随机挑选 70% 的数据作为训练集、15% 的数据作为测试集、15% 的数据作为验证集。为了消除输入特征量纲对模型训练过程的影响,求解时利用下式进行数据预处理,将训练

数据映射到 $[-1, 1]$ 区间范围内,即

$$x_n = \frac{2x_0 - (x_{\max} + x_{\min})}{x_{\max} - x_{\min}} \tag{1}$$

式中: x_n 为处理后的训练数据, n 为数据序列数; x_0 为原始训练数据; $x_{\max}$ 、 $x_{\min}$ 分别原始训练数据中的最大值和最小值。

不同输入工况下基于数据驱动拟合得到的 CDC 减振器力学特性分析与试验测试结果的对比如图 3 所示。由图 2、图 3 可知,经训练后所得到的电流输出值与实际电流值具有较好的一致性,且不同输入电流下的减振器阻尼力拟合结果与试验测试结果吻合度较高,可知本文基于数据驱动的 CDC 减振器力学本构模型是正确的。

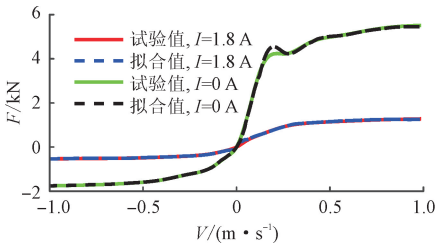


图 3 拟合结果与试验测试结果的对比
Fig. 3 Comparison between the fitting results and test results

2 CDC 半主动悬架控制策略

2.1 CDC 半主动悬架系统模型

以常用 1/4 车辆半主动悬架模型为基础,进行相关控制策略的设计,如图 4 所示。图中 m_1 、 m_2 分别为非簧载质量、簧载质量, K_1 、 K_2 分别为轮胎刚度、悬架刚度, Z_1 、 Z_2 分别为非簧载质量位移、簧载质量位移, F_c 为 CDC 减振器的实时阻尼控制力, q 为路面不平度激励。

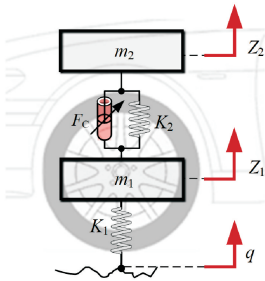


图 4 车辆半主动悬架系统模型
Fig. 4 Vehicle semi-active suspension system model

图 4 所示系统的数学模型为

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{w} \tag{2}$$

式中: $\mathbf{x} = [\dot{Z}_1 \quad \dot{Z}_2 \quad Z_2 - Z_1 \quad Z_1 - q]^T$; $\mathbf{u} = [F_c]$;

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & K_2/m_2 & -K_1/m_1 \\ 0 & 0 & -K_2/m_2 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \mathbf{w} = [\dot{q}];$$

$$\mathbf{B} = [1/m_1 \quad -1/m_2 \quad 0 \quad 0]; \mathbf{E} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad -1]^T.$$

2.2 CDC 半主动悬架控制策略设计

2.2.1 SH 控制

SH 控制被视为简单、有效的经典半主动控制方法,在车辆半主动悬架控制中得到了广泛应用。常见的“开-关”型 SH 控制下的阻尼力 F_m 表达式为

$$F_m = \begin{cases} C_{sky}\dot{Z}_2, & \dot{Z}_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) > 0 \\ 0, & \dot{Z}_2(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中: C_{sky} 为理想天棚阻尼系数。

2.2.2 LQR 控制

LQR 控制作为典型的状态反馈控制,由于其求解多变量、非线性问题鲁棒性高,计算速度快等优势,在车辆半主动悬架控制中受到了广泛关注。其中,以车身加速度 $\ddot{Z}_2$ 、悬架动挠度 $Z_2 - Z_1$ 、轮胎动位移 $Z_1 - q$ 为评价依据的 LQR 半主动控制悬架的性能指标函数为

$$J(u) = \int_0^\infty (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} + 2\mathbf{x}^T \mathbf{N} \mathbf{u}) dt \quad (4)$$

$$\text{式中: } \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_2 + \frac{q_1 K_2^2}{m_2^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_3 K_1^2 \end{bmatrix}; \mathbf{N} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{q_1 K_2}{m_2^2} \\ 0 \end{bmatrix};$$

$\mathbf{R} = [q_1/m_2^2]$; q_1, q_2, q_3 依次为车身加速度、悬架动挠度、轮胎动载荷的加权系数。

基于最优控制理论,可求解得到 LQR 控制下的阻尼力 F_m 为

$$F_m = -\mathbf{K} \mathbf{x} = -[k_1 \dot{Z}_1 + k_2 \dot{Z}_2 + k_3(Z_2 - Z_1) + k_4(Z_1 - q)] \quad (5)$$

式中: 反馈增益系数 $\mathbf{K} = [k_1 \quad k_2 \quad k_3 \quad k_4]$,可根据式(2)、式(4)中的矩阵 $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{Q}, \mathbf{R}, \mathbf{N}$, 调用 Matlab 的 LQR 函数求解得到。

2.2.3 SMC 控制

SMC 控制作为一种鲁棒性强的非线性控制方法,具有快速响应、对系统参数变化及扰动不灵敏

等优点,本文采用天棚阻尼系统作为参考模型^[17,21]对其进行设计。天棚阻尼系统参考模型的表达式为

$$\begin{cases} m_2 \ddot{Z}_{2r} + K_2(Z_{2r} - Z_{1r}) - f_{rs} = 0 \\ f_{rs} = \begin{cases} C_{rs} \dot{Z}_{2r}, & \dot{Z}_{2r}(\dot{Z}_{2r} - \dot{Z}_{1r}) > 0 \\ 0, & \dot{Z}_{2r}(\dot{Z}_{2r} - \dot{Z}_{1r}) \leq 0 \end{cases} \end{cases} \quad (6)$$

式中: Z_{2r}, Z_{1r} 为参考模型的簧载质量位移和非簧载质量位移; f_{rs}, C_{rs} 为参考模型的天棚控制力、天棚阻尼系数。

基于天棚阻尼系统参考模型,建立误差变化率函数

$$\dot{\mathbf{e}} = \mathbf{P}(\mathbf{x}_r - \mathbf{x}) + \mathbf{M}(\mathbf{u} + \mathbf{u}_r) + \mathbf{L}\mathbf{e} \quad (7)$$

$$\text{式中: } \mathbf{P} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -K_2/m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \mathbf{L} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{M} = [1/m_2 \quad 0 \quad 0]; \mathbf{x}_r = [\dot{Z}_{1r} \quad \dot{Z}_{2r} \quad Z_{2r} - Z_{1r} \quad Z_{1r} - q]^T; \mathbf{u}_r = [f_{rs}]; \mathbf{e} = [\dot{Z}_2 - \dot{Z}_{2r} \quad Z_2 - Z_{2r} \quad \int (Z_2 - Z_{2r}) dt]^T.$$

对式(7)所示系统进行滑膜控制,构造滑模面

$$s = \mathbf{C}\mathbf{e} = [1 \quad c_1 \quad c_2] \mathbf{e} \quad (8)$$

式中: c_1, c_2 为滑模面系数。

为了抑制控制系统的抖动,改善被控系统在滑模面上运动的动态品质,引入指数趋近律函数对滑模控制器进行设计,其表达式如下

$$\dot{s} = -\epsilon \text{sgn}(s) - \rho s \quad \epsilon > 0, \rho > 0 \quad (9)$$

式中: ϵ, ρ 为增益系数。

根据式(6)~(9),可得 SMC 控制下的阻尼力

$$F_m = K_2(Z_{2r} - Z_{1r} - Z_2 + Z_1) + \epsilon \text{sgn}(s) + \rho s - m_2(c_1 \dot{e}_2 + c_2 \dot{e}_3) - f_{rs} \quad (10)$$

2.2.4 Fuzzy 控制

Fuzzy 控制采用一系列模糊条件语句构造系统的模糊语言变量模型,进而通过模糊推理得到满足要求的控制量,具有设计简单、实时性好等优势,成为半主动悬架中广泛采用的控制方法。为了获得良好的 Fuzzy 控制效果,依据 SH 控制逻辑,以簧载质量速度 $\dot{Z}_2$ 及 CDC 减振器工作速度 $\dot{Z}_d(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1)$ 作为模糊控制输入变量, CDC 减振器阻尼力 F_m 作为模糊输出值,隶属度函数如图 5 所示,制定模糊控制规则如表 1 所示,表中 NB、NM、NS、ZE、PS、PM、PB 分别表示负大、负中、负小、零、正小、正中、正大。

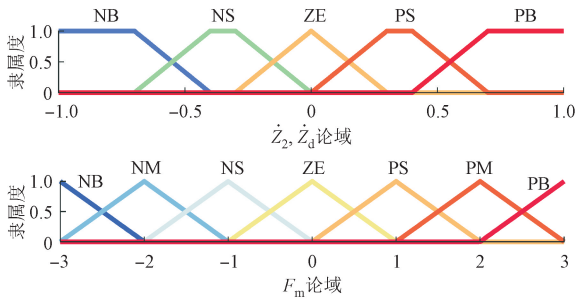


图 5 变量隶属度函数
Fig. 5 Variable membership function

表 1 基于 SH 控制的模糊控制规则
Table 1 Fuzzy control rules based on SH control

$\dot{z}_2$	不同 $\dot{z}_d$ 下对应的 F_m				
	$\dot{z}_d = \text{NB}$	$\dot{z}_d = \text{NS}$	$\dot{z}_d = \text{ZE}$	$\dot{z}_d = \text{PS}$	$\dot{z}_d = \text{PB}$
NB	PM	PM	PS	ZE	ZE
NS	PM	PS	ZE	ZE	ZE
ZE	PS	ZE	ZE	NS	NM
PS	ZE	ZE	ZE	NS	NM
PB	ZE	ZE	NS	NM	NB

基于表 1 所示的模糊控制规则,输入变量经过模糊化后,利用 Mamdani 法进行模糊推理,并利用加权平均法对模糊推理结果进行去模糊化处理,进而可得到 Fuzzy 控制的阻尼力

$$F_m = \frac{K_f \sum_{k=1}^7 \mu_3(\bigvee_{i=1}^{25} U_i) U_k}{\sum_{k=1}^7 \mu_3(\bigvee_{i=1}^{25} U_i)} \quad (11)$$

式中: $\mu_3(U)$ 为输出变量的隶属度函数, U 为模糊推理总输出结果; $\bigvee_{i=1}^{25} U_i$ 为所有模糊推理结果的最大值, U_i 为第 i 条模糊规则的推理结果; U_k 为输出模糊子集的中心值; K_f 为输出阻尼力放大系数。

上述 4 种控制策略设计得到的各期望阻尼力 F_m 中所涉及的各待确定参数,即 SH 控制中的 C_{sky} , SMC 控制中的 c_1, c_2, ϵ, ρ , LQR 控制中的 q_1, q_2, q_3 , Fuzzy 控制中的 K_f , 可利用文献[22]中构建的多岛遗传优化方法加以确定。

3 含时滞影响的车辆 CDC 半主动悬架闭环控制系统整车仿真模型

3.1 闭环控制系统整车仿真模型的建立

CDC 半主动悬架系统中的时滞因素主要包括由信号采集、传输和处理产生的时滞 τ_1 , 以及 CDC

减振器及其驱动电流源结构上引起的响应迟滞 τ_2 两部分, τ_1 的取值范围为 3~5 ms、 τ_2 的取值一般不超过 25 ms^[20]。由于在实际控制中,通常通过控制电流来实现 CDC 减振器阻尼力的实时调控,因此在分析时滞对 CDC 半主动悬架不同控制策略的影响时,可采用文献[20]中的方法,将这两部分时滞因素产生的影响归结为 CDC 减振器实际控制电流时间上的延迟进行研究,即 CDC 减振器实时阻尼控制力 F_c 所对应的实际电流 I_c 与所述各控制策略下阻尼力 F_m 所对应的期望电流 I_m 之间存在关系 $I_c = I_m(t-\tau)$, $\tau = \tau_1 + \tau_2$ 。为了揭示时滞因素对不同控制策略下 CDC 半主动悬架动力学性能的影响规律,基于 CDC 减振器力学本构模型及基于 1/4 车辆半主动悬架模型设计得到的各控制策略模型,利用 Matlab/ Simulink 工具箱搭建 CDC 半主动悬架控制模块及 CDC 减振器驱动电流、阻尼力仿真模块,并利用 CarSim 软件搭建整车仿真模型,在此基础上,将基于 Matlab/Simulink 搭建得到的仿真模块纳入到 CarSim 整车模型中,建立含时滞影响的车辆 CDC 半主动悬架闭环控制系统整车仿真模型,如图 6 所示。该仿真模型的前、后轮 4 个悬架均采用该 CDC 半主动悬架模式,系统中施加的路面激励采用文献[23]中的四轮相关随机输入模型加以描述。

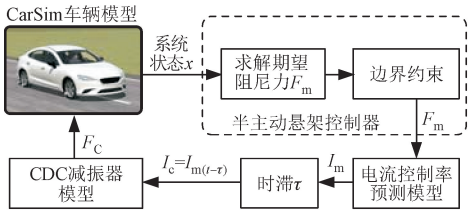


图 6 闭环控制系统整车仿真模型
Fig. 6 Vehicle simulation model of closed-loop control system

在 CDC 减振器实际控制过程中,若基于所选用的控制策略计算出的期望阻尼力 F_m 反求出的所需实际控制电流为空集,则会导致控制器陷入计算奇异。因此,为了避免出现该问题,需以最大、最小输入电流下 CDC 减振器所对应的输出阻尼力作为其性能边界约束对控制策略计算出的期望阻尼力 F_m 进行约束,即

$$F_m = \begin{cases} F_{l_{\max}}, & |F_m| < |F_{l_{\max}}| \\ F_m, & |F_{l_{\max}}| \leq |F_m| \leq |F_{l_{\min}}| \\ F_{l_{\min}}, & |F_m| > |F_{l_{\min}}| \end{cases} \quad (12)$$

式中: $F_{I_{\max}}$ 、 $F_{I_{\min}}$ 依次为 $I_{\max} = 1.8 \text{ A}$ 、 $I_{\min} = 0 \text{ A}$ 下 CDC 减振器的实际阻尼力。

3.2 闭环控制系统整车仿真模型的正确性验证

为了验证所建立的闭环控制系统整车仿真模型的正确性,以 SH 控制为例,将基于该模型仿真得到的无时滞影响及 20 ms 时滞影响下的车辆振动响应与传统未考虑时滞影响的 CarSim 整车半主动悬架模型的振动响应进行了对比,所得到的左后悬架位置处的车身垂向振动加速度及左后轮胎的动载荷对比结果,如图 7 所示。

仿真时两种模型的仿真条件一致,模型参数取值相同:车身质量为 1 380 kg,车身俯仰、侧倾转动惯量为 2 440、380 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;左前、右前悬架非簧载质量为 40.5 kg,左后、右后悬架非簧载质量为 45.4 kg;左前、右前悬架刚度为 17 kN/m,左后、右后悬架刚度为 22 kN/m;左前、右前轮胎刚度为 192 kN/m,左后、右后轮胎刚度为 192 kN/m;左右轮距为 1.48 m,车身质心至前、后轴的距离分别为 1.25、1.51 m;悬架动行程为 0.08 m,天棚阻尼系数为 6 kN/m。

速度均方根值分别为 1.06、1.05 m/s^2 ,车轮动载荷均方根值分别为 578.16、573.92 N;在 20 ms 时滞下两种模型的车身振动加速度、车轮动载荷幅值存在一定差异,但数量级一致,可知所建立的含时滞影响的车辆 CDC 半主动悬架闭环控制系统整车仿真模型是正确的。

4 时滞对 CDC 半主动悬架不同控制策略的影响分析

以 3.2 节中车辆 CDC 半主动悬架为例,利用所建立的闭环控制系统整车仿真模型,对时滞影响下 SH 控制、LQR 控制、SMC 控制、Fuzzy 控制的控制效果进行了对比。分析时为了有效评估半主动悬架系统的动力学性能,分别利用车身垂向振动加权加速度均方根值 A 、车轮动载荷均方根值 D 、乘坐舒适性与道路安全性归一化指标 H 来衡量车辆乘坐舒适性及道路安全性, H 可表示^[24]为

$$H = \frac{A(m_1 + m_2)}{D} \tag{13}$$

由于不同路面等级、车速及不同位置处各控制策略下的半主动悬架振动响应分析结果变化规律一致,文中仅给出了 B 级路面、60 km/h 速度下、左后半主动悬架位置处车身垂向振动加速度及左后轮胎动载荷的仿真分析结果。

4.1 车身振动加速度响应特征分析

图 8 为仿真分析得到的各控制策略下车身垂向加速度功率谱密度 P_A 随时滞的变化曲线。

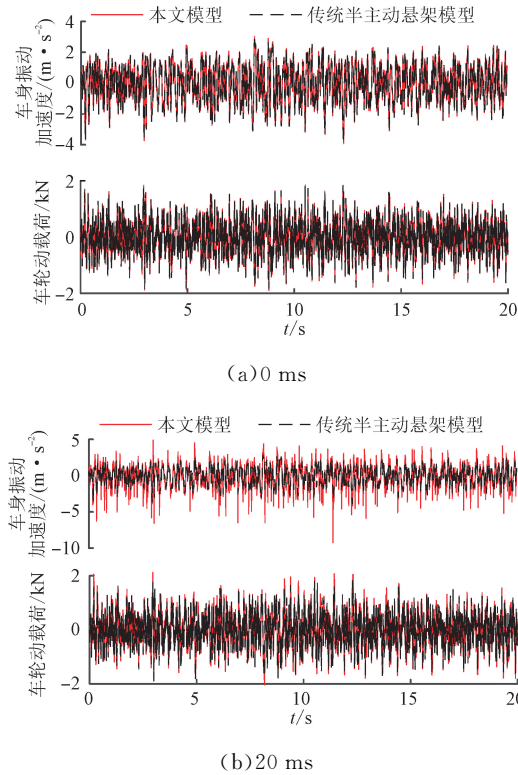
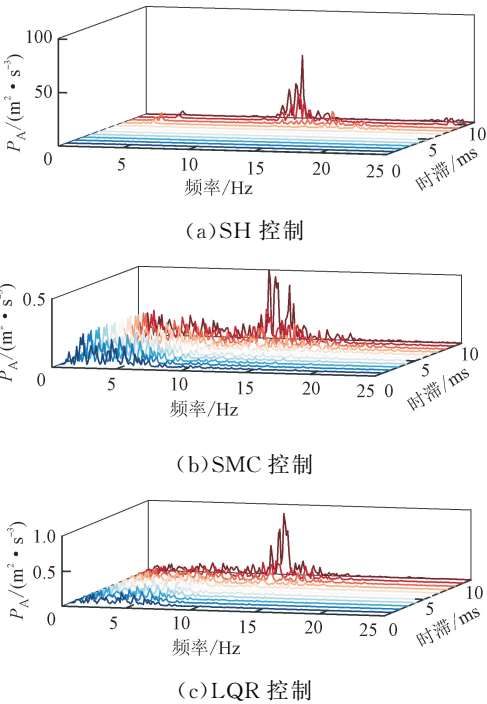
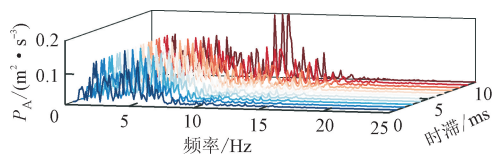


图 7 车辆振动响应对比结果

Fig. 7 Comparison results of vehicle vibration response

由图 7 可知,在无时滞影响下两种模型的车身振动加速度、车轮动载荷响应几乎完全一致,车身加



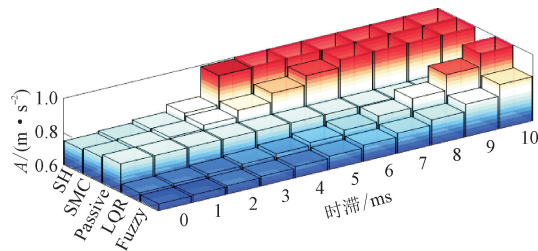
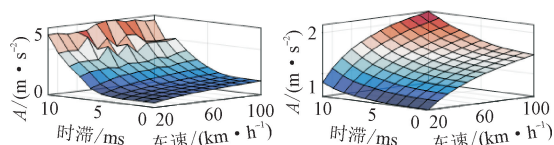


(d)Fuzzy 控制

图8 不同控制策略下 P_A 随时滞的变化Fig. 8 Change of P_A with time delay

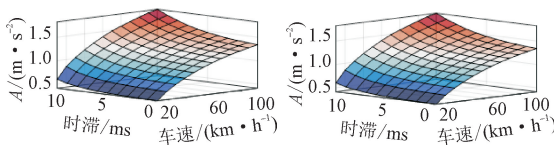
由图8可知,随着时滞量的不断增大:SH控制下车辆在低频共振范围(1~5 Hz)内的振动幅值增大,车身主振频率向右偏移;在1~6 ms下,SH控制仍能使悬架发挥良好性能,但在7~8 ms下,高频共振范围(9~14 Hz)内的振动幅值骤增,乘坐舒适性严重恶化,且车轮主振频率向左偏移。采用SMC控制的车辆在低频共振范围内振动幅值略微减小,但在高频共振范围内随之变大。LQR控制下,车辆在低频共振范围内的振动幅值略微减小,在1~7 ms高频共振范围内的振动幅值基本不变,在7~10 ms高频共振范围内的振动幅值骤增,表明时滞主要影响LQR控制对车辆高频范围的控制效果,较大的时滞会使车辆高频共振主频率下的振动幅值增大。随着时滞的增大,Fuzzy控制在低频段内的振动幅值基本不变,在高频段内的振动幅值有所增大。

依据仿真结果计算得到的不同控制策略下 A 随时滞的变化如图9所示,不同车速下 A 随时滞的变化如图10所示。可以看出,4种控制策略下 A 随着时滞的增大而增大。在无时滞影响下,SH、SMC、LQR、Fuzzy控制下的 A 均小于被动悬架。随着时滞的增大,在1~3 ms左右,4种控制策略下的 A 均小于被动悬架,但在较大时滞下,均大于被动悬架。从影响程度来看,SH和SMC控制受时滞的影响最大,LQR和Fuzzy控制对时滞变化并不敏感。

图9 不同控制策略下时滞对 A 的影响Fig. 9 Effect of time delay on A at different control strategies

(a)SH 控制

(b)SMC 控制



(c)LQR 控制

(d)Fuzzy 控制

图10 不同车速下时滞对 A 的影响Fig. 10 Effect of time delay on A at different vehicle speeds

由图10可知,在较低时滞下,SH控制能够有效抑制中、高速工况下的车辆垂向振动,提高车辆乘坐舒适性,但在较大时滞下,控制效果受到极大恶化。LQR、Fuzzy及SMC控制在低、中时滞下或高时滞、较低行驶车速情况下,均能有效改善车辆乘坐舒适性,但在较大时滞下,控制效果明显恶化,且随着车速的提升恶化程度越大。

综上所述,各控制策略能够在无时滞或较小时滞影响下充分改善车辆乘坐舒适性,但在较大时滞影响下控制效果会恶化,其中SH、SMC控制受时滞影响较大,LQR、Fuzzy控制受其影响较小。究其原因,可能是以SH、SMC控制为核心的CDC减振器需求电流在频繁切换,由于SH控制本身存在的“水锤”现象及SMC控制滑模运动切换“抖振”现象^[25],使得系统受时滞影响程度更大。SMC控制的有效性依赖于系统状态能够准确地沿着滑模面运动,而时滞的存在可能使原本的系统状态在滑模面两侧穿梭时呈现出一定的惯性,使得滑动模态的抖振频率和幅度增大,最终导致滑模控制效果恶化甚至失效。而LQR控制的本质是反馈控制,即根据系统状态对控制输入进行调节,即使是在时滞影响下,系统仍能够在无限时域内取得性能函数的极值,但由于CDC减振器性能的限制,在较大时滞下,LQR控制依然会恶化。Fuzzy控制的本质决定了系统输入、系统状态及系统输出三者的相关性上存在较大裕度。以本文应用的模糊控制隶属度函数和模糊规则为例,输入和输出变量在一定论域范围内的模糊化与模糊决策的结果是相近或相同的,在较小时滞影响下,系统状态可能受到时滞的影响而出现延迟和波动,但这些负面影响可能会在模糊化和模糊推理

过程中被映射压缩到相同或相近的模糊规则中,进而弱化了对模糊决策结果的影响。

4.2 车轮动载荷响应特征分析

各控制策略下轮胎动载荷功率谱密度 P_D 随时滞的变化曲线如图 11 所示。

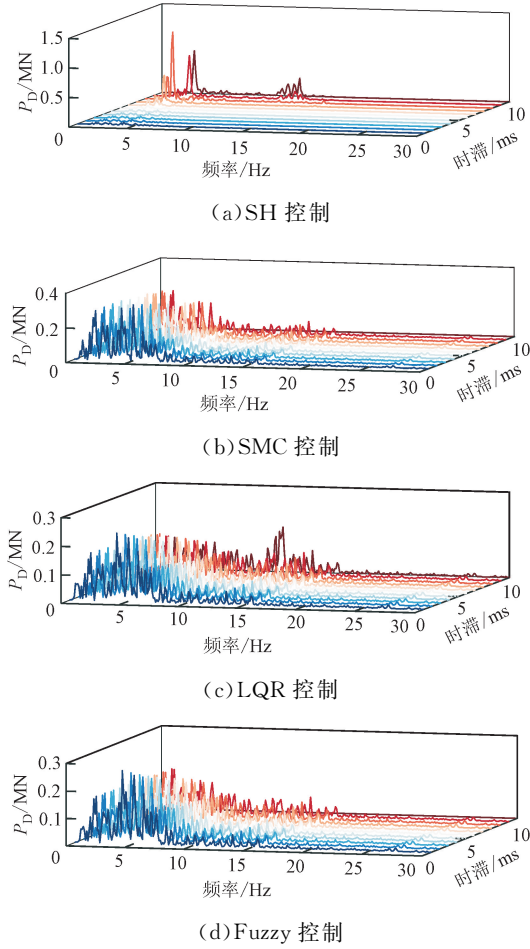


图 11 功率谱密度 P_D 随时滞的变化
Fig. 11 Change of P_D with time delay

由图 11 可知,随着时滞的增大:SH 控制在低频(1~5 Hz)和高频段(9~14 Hz)的幅值均有不同程度的增大;SMC 控制在低频段的响应幅值略有降低,但在高频段的响应幅值略有增大;LQR 控制在低频段的响应幅值降低,但在高频段却增大;Fuzzy 控制的轮胎动载荷幅值在低频段(1~5 Hz)略微减小,高频段幅值略微增大。

依据仿真结果计算得到的不同控制策略下 D 随时滞的变化如图 12 所示,不同车速下 D 随时滞的变化如图 13 所示。随着时滞的增大,各控制策略下的 D 呈现不同的变化趋势:SH 控制下的 D 在 0~2 ms 内随之降低,在 3~10 ms 内随之增大,在 0~6 ms 内,SH 控制下的 D 小于被动悬架;SMC、

LQR、Fuzzy 控制下的 D 均随着时滞的增大而减小。从影响程度角度来看,SH 控制受时滞影响最大,SMC、LQR、Fuzzy 控制受其影响较小;从控制效果来看,在时滞影响下,LQR、SMC、Fuzzy 控制策略下的 D 均小于被动悬架,而 SH 控制在一定时滞量下的 D 大于被动悬架。

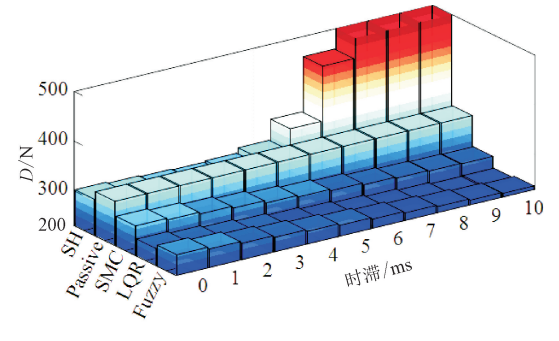


图 12 不同控制策略下时滞对 D 的影响
Fig. 12 Effect of time delay on D at different control strategies

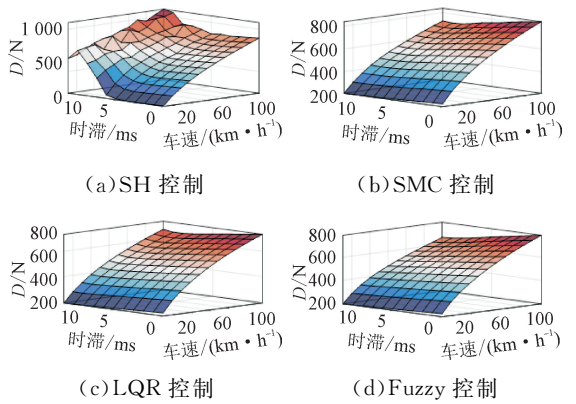


图 13 不同车速下时滞对 D 的影响
Fig. 13 Effect of time delay on D at different vehicle speeds

由图 13 可知,在较低车速下,随着时滞的增大,SH 控制下的车辆具有良好的行驶安全性,但随着车速的提升或时滞的增大,道路安全性骤然恶化。在同一车速下,随着时滞量的增大,Fuzzy、LQR 及 SMC 控制下的 D 随之减小。在时滞影响下,Fuzzy、LQR 及 SMC 控制能够有效抑制非簧载质量振动,使车辆具有良好的道路保持性。

综上分析,时滞对不同控制策略下 D 的影响主要体现在低、高频段的振动幅值上,振动主频率基本不变。SH 控制对时滞依赖性较大,其控制效果在大时滞下严重恶化。SMC、LQR 和 Fuzzy 控制策略下的 D 随着时滞增大而减小,且整体小于被动悬

架,SH控制下 D 随着时滞的增大呈现不同的响应特征,究其原因,可能在于CDC半主动悬架的阻尼特性是非线性的,通过较小的时间滞后优化了车轮的振动抑制效果,但在较大时滞时,当前时刻的需求阻尼力与实际施加的控制率相反,出现过补偿或反补偿现象,造成车轮动载荷波动急剧增大。

4.3 乘坐舒适性与道路安全性归一化指标

仿真分析得到的不同控制策略下 H 随时滞的变化曲线如图14所示。

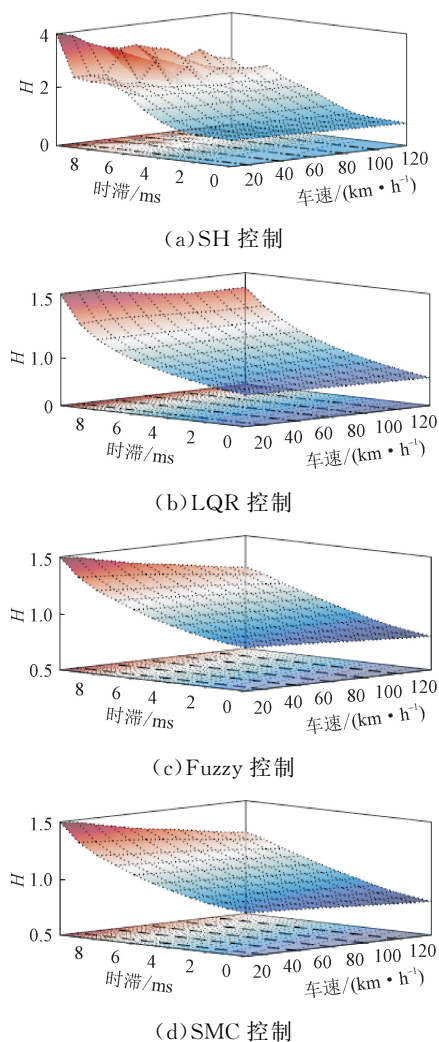


图14 不同控制策略下 H 随时滞的变化

Fig. 14 Change of H with time delay

由图14可以看出,在不同车速下,随着时滞的增大,4种控制策略下的 H 均随之增大,表明随着时滞的增大,车辆乘坐舒适性恶化,但车辆道路安全性有所改善。在同一时滞量影响下 H 随车速的变化规律是不同的:在SH控制下, H 在较低时滞下随着车速的增大而减小,而在较大时滞下会出现多个局部极值点,但整体呈减小趋势;在LQR控制下, H 基本不随车速发生变化;在Fuzzy、SMC控制

下, H 随着车速的增大而减小。LQR、Fuzzy、SMC控制策略在不同时滞下仍能够正常发挥作用,但其控制性能受到不同程度的影响,而SH控制在较高时滞下可能会出现失稳。

5 结 论

(1)利用数据驱动建模方法,构建了CDC减振器力学本构模型,并开发了天棚阻尼控制、线性二次型最优控制、滑模变结构控制、模糊控制4种代表性控制策略,在此基础上,利用Matlab/Simulink和CarSim联合仿真方法,建立了含时滞影响的CDC半主动悬架闭环控制系统整车仿真模型。

(2)在较小时滞影响下天棚阻尼控制、线性二次型最优控制、滑模变结构控制、模糊控制具有良好的控制效果,但随着时滞的增大,4种控制策略的控制效果均会变差,且天棚阻尼控制、滑模变结构控制明显恶化,最优控制、模糊控制变化较小。

(3)时滞主要影响车身振动加速度在高频共振区附近的振动,对车轮动载荷的影响主要体现在其低、高频共振区附近的振动幅值上。随着时滞的增大,4种控制策略下的车辆乘坐舒适性均变差,线性二次型最优控制、滑模变结构控制、模糊控制策略下的车辆行驶安全性得到明显改善,天棚阻尼控制下的车辆行驶安全性严重恶化。

(4)CDC半主动悬架的性能在很大程度上取决于所采用的控制方法,在时滞因素影响下模糊控制策略的综合性能最优,其次为最优控制,天棚阻尼控制效果最差。

参考文献:

- [1] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2017.
- [2] 张亮修,王宇,吴光强,等. 汽车阻尼可调半主动悬架混杂模型预测控制[J]. 西安交通大学学报,2017,51(11): 156-164.
ZHANG Liangxiu, WANG Yu, WU Guangqiang, et al. Hybrid model predictive control of semi-active suspension with variable damping shock absorber [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(11): 156-164.
- [3] TSENG H E, HROVAT D. State of the art survey: active and semi-active suspension control [J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(7): 1034-1062.
- [4] 姚嘉伶,蔡伟义,陈宁. 汽车半主动悬架系统发展状况[J]. 汽车工程,2006,28(3): 276-280.

- YAO Jialing, CAI Weiyi, CHEN Ning. A review on the development status of automotive semi-active suspension systems [J]. *Automotive Engineering*, 2006, 28(3): 276-280.
- [5] 管继富, 武云鹏, 黄华, 等. 车辆半主动悬架的模糊控制 [J]. *系统仿真学报*, 2007, 19(5): 1030-1033.
- GUAN Jifu, WU Yunpeng, HUANG Hua, et al. The fuzzy control for the semi-active suspension vehicle [J]. *Journal of System Simulation*, 2007, 19(5): 1030-1033.
- [6] XU Chunjie, XIE Fangwei, ZHOU Rui, et al. Research on control strategy and comprehensive performance evaluation of semi-active suspension based on CDC shock absorber [J]. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2024, 12(2): 2451-2465.
- [7] 寇发荣, 李盛霖, 杨旭东, 等. 电磁阀半主动悬架线性变参数 μ 综合鲁棒控制 [J]. *振动与冲击*, 2024, 43(8): 221-231.
- KOU Farong, LI Shenglin, YANG Xudong, et al. Linear variable parameter μ synthesis robust control of solenoid valve semi-active suspension [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2024, 43(8): 221-231.
- [8] YOON D S, KIM G W, CHOI S B. Response time of magnetorheological dampers to current inputs in a semi-active suspension system: modeling, control and sensitivity analysis [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 146: 106999.
- [9] 陈龙, 汪若尘, 江浩斌, 等. 含时滞半主动悬架及其控制系统 [J]. *机械工程学报*, 2006, 42(1): 130-133.
- CHEN Long, WANG Ruochen, JIANG Haobin, et al. Time delay on semi-active suspension and control system [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(1): 130-133.
- [10] 庞辉, 付文强, 刘凯, 等. 基于天棚控制的半主动悬架建模及稳定性分析 [J]. *汽车工程*, 2015, 37(10): 1167-1173.
- PANG Hui, FU Wenqiang, LIU Kai, et al. Modeling and stability analysis of semi-active suspension with sky-hook control [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(10): 1167-1173.
- [11] YAN Gai, FANG Mingxia, XU Jian. Analysis and experiment of time-delayed optimal control for vehicle suspension system [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 446: 144-158.
- [12] 申永军, 赵永香, 田佳雨, 等. 一类含时滞的半主动悬架系统的动力学分析 [J]. *力学学报*, 2013, 45(5): 755-762.
- SHEN Yongjun, ZHAO Yongxiang, TIAN Jiayu, et al. Dynamical analysis on a kind of semi-active suspension with time delay [J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2013, 45(5): 755-762.
- [13] 纪仁杰, 方明霞, 李佩琳, 等. 含时滞悬架系统 H^∞ 控制的理论与实验研究 [J]. *汽车工程*, 2020, 42(3): 339-344.
- JI Renjie, FANG Mingxia, LI Peilin, et al. Theoretical and experimental research on H^∞ control suspension system with time delay [J]. *Automotive Engineering*, 2020, 42(3): 339-344.
- [14] HUANG Dashan, ZHANG Jinqiu, LIU Yile. The PID semi-active vibration control on nonlinear suspension system with time delay [J]. *International Journal of Intelligent Transportation Systems Research*, 2018, 16(2): 125-137.
- [15] QIN Yechen, ZHAO Feng, WANG Zhenfeng, et al. Comprehensive analysis for influence of controllable damper time delay on semi-active suspension control strategies [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2017, 139(3): 031006.
- [16] RICCO M, ALSHAWI A, GRUBER P, et al. Non-linear model predictive control for yaw rate and body motion control through semi-active and active suspensions [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2024, 62(6): 1587-1620.
- [17] DONG Xiaomin, YU Miao, LIAO Changrong, et al. Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2010, 59(3): 433-453.
- [18] 郭孔辉, 王杨. 一种改进的加速度阻尼半主动控制策略研究 [J]. *汽车工程*, 2019, 41(5): 481-486.
- GUO Konghui, WANG Yang. A study on modified acceleration-driven damping control strategy for semi-active suspension [J]. *Automotive Engineering*, 2019, 41(5): 481-486.
- [19] 吕文博, 赵又群. 主动悬架识别路面扰动反馈最优控制策略研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2024, 44(6): 191-197.
- LÜ Wenbo, ZHAO Youqun. Optimal control strategy with identification of road disturbance feedback for active suspensions [J]. *Noise and Vibration Control*, 2024, 44(6): 191-197.
- [20] 李靖玮, 罗建南, 黄震. 考虑 CDC 系统时滞的半主动悬架控制器设计研究 [J]. *汽车工程*, 2024, 46(5): 913-922.
- LI Jingwei, LUO Jiannan, HUANG Zhen. Study on a semi-active suspension controller considering time delay of CDC system [J]. *Automotive Engineering*,

- 2024, 46(5): 913-922.
- [21] 郑玲, 邓兆祥, 李以农. 汽车半主动悬架的滑模变结构控制 [J]. 振动工程学报, 2003, 16(4): 457-462.
ZHENG Ling, DENG Zhaoxiang, LI Yinong. The sliding model control with varying structure for semi-active suspensions in vehicle [J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(4): 457-462.
- [22] 于曰伟, 赵雷雷, 周长城, 等. 车辆座椅次优控制主动悬架设计及分析 [J]. 北京邮电大学学报, 2021, 44(3): 87-93.
YU Yuewei, ZHAO Leilei, ZHOU Changcheng, et al. Design and analysis of vehicle seat suboptimal control active suspension [J]. Journal of Beijing University of Posts and Telecommunications, 2021, 44(3): 87-93.
- [23] 张立军, 张天侠. 车辆四轮相关时域随机输入通用模型的研究 [J]. 农业机械学报, 2005, 36(12): 29-31.
ZHANG Lijun, ZHANG Tianxia. Study on general model of random inputs of the vehicle with four wheels correlated in time domain [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(12): 29-31.
- [24] ISO. Mechanical vibration and shock; evaluation of human exposure to whole-body vibration; part 1 general requirements; ISO 2631-1; 1997[S]. Vernier, Geneva, Switzerland; ISO, 1997.
- [25] 刘金琨, 孙富春. 滑模变结构控制理论及其算法研究与进展 [J]. 控制理论与应用, 2007, 24(3): 407-418.
LIU Jinkun, SUN Fuchun. Research and development on theory and algorithms of sliding mode control [J]. Control Theory & Applications, 2007, 24(3): 407-418.
- (编辑 赵炜)